

## ANALISIS PERPINDAHAN PANAS PADA GRATE COOLER INDUSTRI SEMEN

Khairil Anwar\*

### Abstract

*This research aimed to find out heat transfer rate between cooling air supply and clinker in grate cooler of cement industry. The method used field survey with two datas. Primary data by direct measure in research object and others from control room. Then for the secondary data, we got from manual book of company. Grate cooler was divided into 3 sections, and the analysis performed for each section based on the principle of heat transfer through a porous medium to obtain the heat transfer coefficient, and the rate of heat transfer. Heat transfer of clinker to the cooling air was analyzed by convection and radiation. The result shows that the highest convection heat transfer occurs in section 2, while the highest radiation heat transfer occurs in section 1. Total heat transfer in the grate cooler is 95185.936 kW. This result will be smaller than the thermodynamic analysis, with calculation difference of 2%.*

**Keyword:** Heat transfer, grate cooler, clinker, porous medium

### 1. Pendahuluan

Proses pendinginan klinker di dalam *grate cooler* merupakan salah satu proses yang cukup penting mendapat perhatian dalam produksi semen. Hal ini disebabkan karena proses pendinginan klinker setelah melewati pemanasan di dalam *rotary kiln*, merupakan salah satu faktor dalam upaya menghasilkan klinker dengan kualitas yang diharapkan (Silika ratio:2,44, Alumina ratio:1,54,Lime saturation: 96.2). Untuk itu suplai udara pendingin ini harus disesuaikan dengan jumlah klinker yang dimasukkan ke dalam *Grate cooler*. Tekanan udara pendingin yang tinggi mengakibatkan diperlukannya mempertahankan *material flow feed* dan apabila hal ini tidak diperhatikan perpindahan panas rata-rata dapat lebih tinggi dari keluaran yang sebenarnya dan juga dapat relatif lebih rendah. Hal ini disebabkan karena kondisi perubahan panjang pendingin yang dilalui oleh klinker.

*Grate cooler* dengan kemampuan pendinginan terhadap klinker yang lebih baik secara kualitas dan kuantitas tidak lepas dengan sejumlah masalah terutama yang berhubungan dengan perpindahan panas dalam pemakaiannya. Oleh karena itu perlu dilakukan analisis seberapa besar perpindahan panas yang terjadi di dalam

*grate cooler*, sebagai upaya untuk meningkatkan efektifitas dan efisiensi pemakaiannya.

### 2. Tinjauan Pustaka

#### 2.1 Gambaran umum *grate cooler*

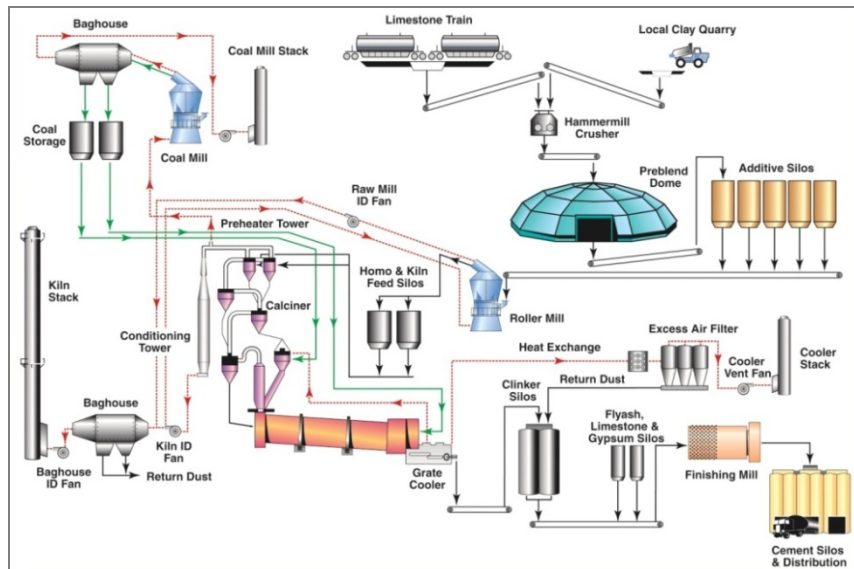
Pada industry semen, klinker yang sudah diproses dari awal sampai dipanaskan pada *rotary kiln* dengan temperatur  $\pm 1800^{\circ}\text{C}$  selanjutnya akan diturunkan dari suhu  $\pm 1450^{\circ}\text{C}$  sampai klinker bersuhu  $\pm 90\div 100^{\circ}\text{C}$  untuk selanjutnya akan dipecahkan oleh *grinder*.

Untuk keperluan pendinginan tersebut digunakan alat yang disebut *grate cooler*. Pada *grate cooler* proses pendinginan klinker dilakukan dengan mengalirkan udara dari sejumlah fan, yang selanjutnya dihembuskan melalui celah – celah landasan (*grate*) yang bergerak mengantarkan klinker menuju ke grinder untuk proses selanjutnya.

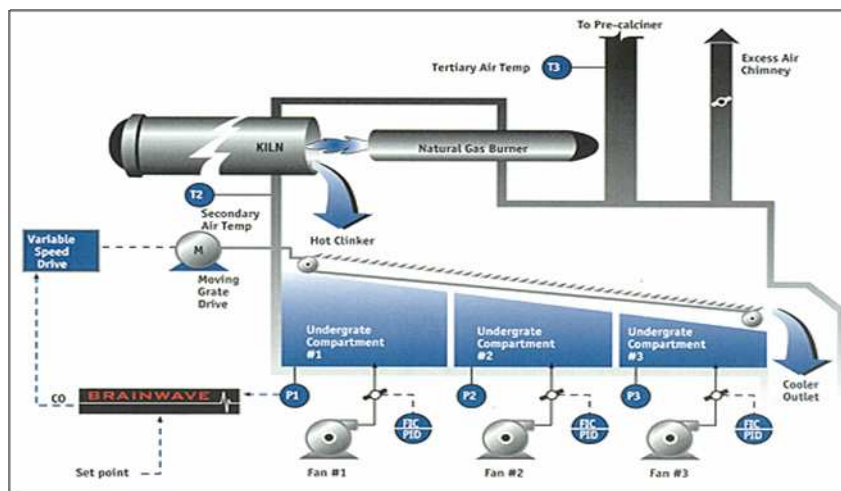
Setelah melewati landasan material, udara pendingin akan masuk kedalam kiln atau ruang bakar yang mana akan digunakan sebagai udara sekunder untuk pemanasan awal pada proses pembakaran. Selain itu juga akan dialirkan ke *calciner*, *coal mills* dan *dryers*. Sebagian lagi dari udara hasil pendinginan akan dikeluarkan ke atmosfer.

---

\* Staf Pengajar Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Tadulako, Palu



Gambar 1. Skema proses produksi semen



Gambar 2. Skema umum *Grate cooler*

Kebutuhan udara yang diperlukan untuk pendinginan pada setiap kompartemen *grate cooler* akan berbeda sehingga jumlah fan serta besar daya fan yang dibutuhkan juga berbeda. Untuk kompartemen pertama di mana klinker baru keluar dari *rotary kiln* akan membutuhkan pendinginan yang lebih besar dibandingkan dengan kompartemen lain sesudahnya, oleh karena itu dibutuhkan suplai udara yang lebih besar sehingga jumlah fan yang digunakan lebih banyak. Klinker yang didinginkan harus mendapatkan pendinginan

secara merata pada setiap *section* agar temperatur akhir yang diinginkan untuk setiap bongkahan klinker dapat tercapai sehingga tidak merusak alat pada *hammer crusher*.

Untuk mengoperasikan *grate cooler* secara optimal maka seluruh variabel yang mempengaruhi proses pendinginan klinker harus dapat diukur dan diatur setiap saat agar terkendali. Sistem pengendalian dari *grate cooler* dilakukan pada stasiun pengendali yang secara otomatis dapat mengukur atau mengetahui kondisi yang terjadi

pada *grate cooler*. Pada stasiun pengendali ini kebutuhan udara dan jumlah klinker yang dimasukkan diatur agar pendinginan yang dilakukan dapat lebih efektif.

## 2.2 Proses perpindahan panas

Perpindahan panas (*heat transfer*) ialah ilmu untuk meramalkan perpindahan energi yang terjadi karena adanya perbedaan suhu di antara benda atau material. Ilmu perpindahan panas tidak hanya mencoba menjelaskan bagaimana energi kalor itu berpindah dari satu benda ke benda lain, tetapi juga dapat meramalkan laju perpindahan yang terjadi pada kondisi – kondisi tertentu. Kenyataan bahwa disini yang menjadi sasaran analisis ialah masalah laju perpindahan, inilah yang membedakan ilmu perpindahan panas dari ilmu termodinamika.

Dengan melihat keadaan yang terjadi pada proses pendinginan klinker, dimana udara dilewatkan melewati media yang berbentuk butiran-butiran, maka keadaan ini sama halnya dengan perpindahan panas secara konveksi yang melalui *porous medium*.

Cara yang paling mudah untuk memperoleh komponen utama dari persamaan energi untuk *porous medium* adalah dengan memperhitungkan model aliran fluida dan panas satu dimensi. Ruang kosong yang berbeda dalam elemen volume ( $A \cdot \Delta x$ ) adalah  $A_p \cdot \Delta x$ ; elemen volume didefinisikan sedemikian rupa sehingga rasio  $(A_p \cdot \Delta x) / (A \cdot \Delta x)$  sesuai dengan rasio porositas *porous medium* dimana volume dasarnya sudah tersendiri. Sehingga dalam sistem porositas didefinisikan sebagai rasio:

$$\phi = \frac{A_p \Delta x}{A \Delta x} \dots\dots\dots(1)$$

Untuk memperoleh persamaan energi *porous medium* yang dianggap sebagai medium homogen, kita mulai dengan persamaan energi untuk bagian fluida dan bagian padat dan meratakan persamaan ini dengan volume dasar untuk bagian yang padat, diperoleh:

$$\rho_s c_s \frac{\partial^2 T}{\partial t} = k_s \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + q_s''' \dots\dots\dots(2)$$

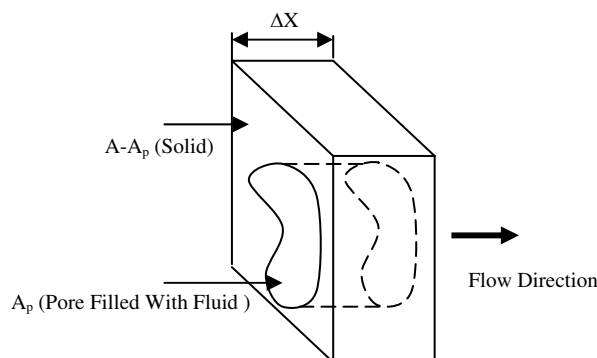
dimana  $(\rho, c, k)_s$  adalah sifat – sifat matriks padat dan  $q_s$ , adalah tingkatan pembangkit panas internal per unit volume material yang padat. Dengan asumsi bahwa tempertur  $T$  tidak bervariasi dalam volume yang solid, integral persamaan (2) terhadap ruang yang ditempati oleh zat padat itu menghasilkan:

$$\Delta x (A - A_p) \rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = \Delta x (A - A_p) k_s \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \Delta x (A - A_p) q_s''' \dots\dots(3)$$

Sedangkan persamaan konversi energi pada setiap titik dalam ruang yang ditempati oleh fluida adalah:

$$\rho_f C p_f \left[ \frac{\partial T}{\partial t} + u_p \frac{\partial T}{\partial x} \right] = k_f \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \mu \Phi \dots\dots\dots(4)$$

dimana  $(\rho, C p, k)_f$  adalah sifat – sifat fluida.



Gambar 3. Elemen satu dimensi untuk *porous medium* homogen

Pada persamaan (2) dan (4) juga diasumsikan bahwa  $(C,k)_s$  dan  $(Cp,k)_f$  merupakan konstanta yang sudah diketahui sebelumnya dengan temperatur (T) adalah tempertur kedua bagian, padat dan fluida, artinya struktur fluida dan diasumsikan berada dalam kesetimbangan termal lokal. Dengan mengintegralkan persamaan (4) terhadap volume pori  $A_p \Delta x$ , menghasilkan:

$$\Delta x \Delta_p C p_f \frac{\partial T}{\partial t} + \Delta x A_p \rho_f C p_f u \frac{\partial T}{\partial x} = \Delta x A_p k_f \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \Delta x \mu \iint_{A_p} \Phi dA_p \quad \dots\dots\dots(5)$$

Pada term kedua dari sisi kanan persamaan tersebut digunakan definisi kecepatan rata – rata (pers.2). Term terakhir pada sisi kanan persamaan menyatakan pemanasan internal yang berhubungan dengan pembentukan entropi atau berkurangnya kekentalan. Term. pengurangan dalam pers.(4) sama dengan kekuatan mekanis yang dibutuhkan untuk mendorong fluida kental melalui pori. Konduktivitas termal *porous medium* k, muncul sebagai kombinasi konduktivitas dari kedua unsur:

$$k = \phi k_f + (1 - \phi) k_s \quad \dots\dots\dots(6)$$

Persamaan ini adalah hasil dari model satu dimensi yang merupakan model konduksi parallel. Sedangkan daya difusi *porous medium* homogen  $\alpha$  didefinisikan sebagai rasio:

$$\alpha = \frac{k}{\rho_f C p_f} \quad \dots\dots\dots(7)$$

Dengan k adalah sifat agregat *porous medium* dengan fluida jenuh, sedangkan  $\rho_f C p_f$  adalah sifat fluida saja.

### 2.3 Lapisan batas paksa

Masalah pokok dalam konveksi panas melalui *porous medium* terdiri dari prediksi kecepatan perpindahan panas antara permukaan padat yang di panaskan diferensial dan *porous medium* dengan fluida jenuh. Oleh karena itu, awal dari studi konveksi melalui *porous medium* adalah dengan berfokus pada permasalahan perpindahan panas yang paling sederhana, yaitu interaksi antara dinding yang padat dan aliran paralel yang meresap melalui material porous yang dibatasi oleh dinding.

Persamaan energi mengungkapkan keseimbangan antara aliran entalpi pada arah x dan difusi termal pada arah y.

$$U_\infty \frac{\Delta T}{x} \sim \alpha \frac{\Delta T}{\delta_T^2} \quad \dots\dots\dots(8)$$

dimana sudah diasumsikan bahwa region lapisan batas thermal agak rendah  $\partial T \leq x$ . Implikasi perpindahan panas yang relevan dari persamaan (8) adalah:

$$\frac{\delta_T}{x} = Pe_x^{-1/2} \quad \dots\dots\dots(9)$$

$$Nu_x = h \frac{x}{k} \sim \frac{x}{\delta_T} \sim Pe_x^{1/2} \quad \dots\dots\dots(10)$$

dengan bilangan peclet lokal yang didefinisikan sebagai:

$$Pe_x = \frac{U_\infty x}{\alpha} \quad \dots\dots\dots(11)$$

Ketebalan lapisan thermal  $\partial T$  akan bertambah seiring dengan  $x^{1/2}$  dari titik dimana pemanasan dinding dimulai dan koefisien perpindahan panas lokal (atau fluks panas lokal) menurun seiring dengan  $x^{-1/2}$  karena hasil persamaan (9) dan (10) didasarkan pada asumsi lapisan batas thermal yang rendah, maka hanya berlaku apabila  $Pe_x^{1/2} > O(1)$  artinya menurun agak jauh dari  $x = 0$ .

Penyelesaian persamaan masalah perpindahan panas dan kondisi batas dikembangkan dengan memperkenalkan variable persamaan yang dinyatakan oleh hukum skala (pers. 9):

$$\eta = \frac{y}{x} Pe_x^{1/2} \quad \dots\dots\dots(12)$$

profil temperatur persamaan adalah:

$$\frac{T - T_0}{T_x - T_0} = \theta(\eta) \quad \dots\dots\dots(13)$$

Dengan notasi ini, persamaan energi dari kondisi batasnya menjadi:

$$\theta'' + \frac{1}{2}\eta\theta' = 0 \quad \dots\dots\dots(14)$$

$$\theta(0) = 0, \theta(\infty) = 1 \quad \dots\dots\dots(15)$$

Dengan memecahkan persamaan (14) dan (15) dengan pemisahan variable diperoleh:

$$\theta = \operatorname{erf}\left(\frac{\eta}{2}\right) \quad \dots\dots\dots(16)$$

maka,

$$\left(\frac{d\theta}{d\eta}\right)_{\eta=0} = \pi^{-1/2} = 0.564 \quad \dots\dots\dots(17)$$

Cheng menemukan hasil yang sama dengan pengintegralan persamaan (14) dan (15) secara numerik. Berdasarkan penyelesaian ini bilangan nusselt lokalnya adalah:

$$Nu_x = \frac{q''}{T_0 - T_\infty} \frac{x}{k} = \left(\frac{d\theta}{d\eta}\right)_{\eta=0} Pe_x^{1/2} = 0.564 Pe_x^{1/2} \quad \dots\dots(18)$$

yang sesuai dengan faktor orde 0(1) dengan hukum skala (pers.9) dengan merata-ratakan koefisien perpindahan panas pada panjang dinding panas L, diperoleh:

$$Nu_{0-L} = h_{0-L} \frac{L}{K} = 1.13 Pe_L^{1/2} \quad \dots\dots\dots(19)$$

Selanjutnya untuk menghitung koefisien perpindahan panas *porous medium*:

$$h = \frac{Nu_x \cdot k}{x} \quad \dots\dots\dots(20)$$

Sehingga laju perpindahan panas konveksi dapat dihitung dengan:

$$Q_c = h \cdot A(T_k - T_b) \quad \dots\dots\dots(21)$$

Disamping itu, terdapat pula kalor radiasi yang dilepaskan oleh klinker ke udara, dapat dihitung dengan persamaan:

$$Q_r = \sigma \cdot A \cdot \varepsilon (T_c^4 - T_\infty^4) \quad \dots\dots\dots(22)$$

Dengan demikian total perpindahan panas yang terjadi:

$$Q_{tot} = Q_c + Q_r \quad \dots\dots\dots(23)$$

### 3. Metode Penelitian

#### 3.1 Pengambilan data

Pengambilan data dilakukan untuk memperoleh gambaran kenyataan yang terjadi di lokasi penelitian, dalam hal ini pabrik Semen Bosowa Maros. Dilakukan melalui wawancara, pengamatan dan pengukuran langsung, data operasional dari *unit control room*, serta data penunjang lainnya dari manual book dan literatur lain yang relevan.

Data yang diperlukan meliputi: kapasitas harian, dimensi *grate cooler*, data temperatur klinker dan udara, data debit udara pendingin dari 14 fan, data tekanan udara di dalam *grate cooler* dan data material dinding *grate cooler*.

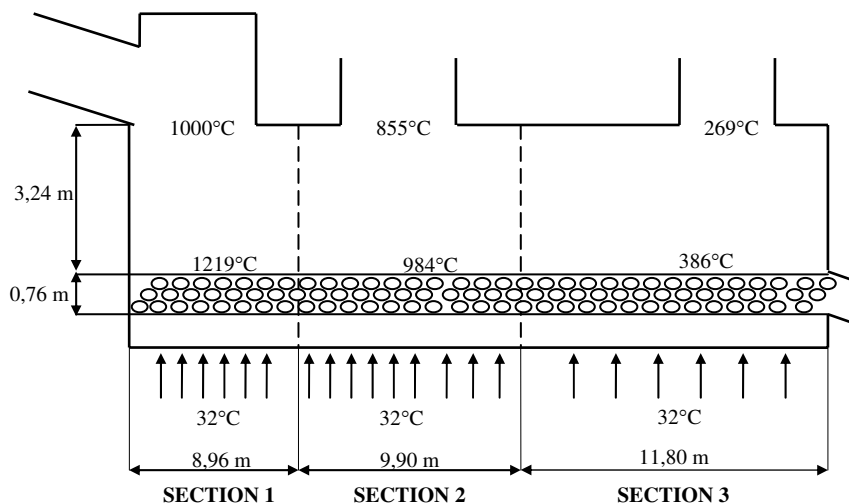
#### 3.2 Metode analisis

*Grate cooler* dibagi menjadi tiga *section*, dengan jumlah fan untuk *section* 1, 2 dan 3 masing – masing adalah 6, 5 dan 3 fan. Dimensi *grate cooler*, temperatur udara dan klinker seperti terlihat pada gambar 4.

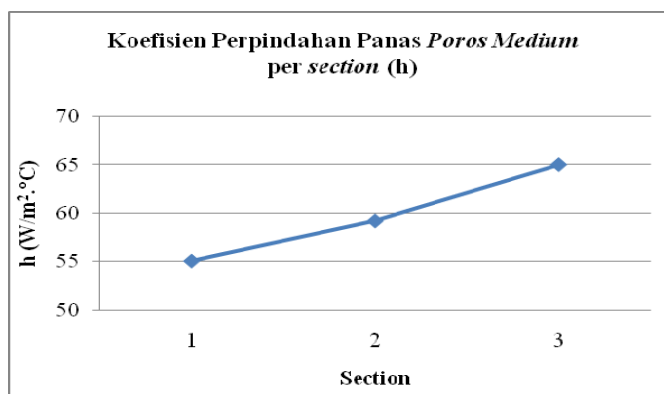
Dengan demikian analisis dilakukan untuk tiap *section* sesuai dengan dimensi dan temperatur seperti terlihat di atas. Analisis perhitungan berdasarkan prinsip perpindahan panas melalui medium berpori (*porous medium*) untuk memperoleh rasio sistem porositas klinker, ( $\phi$ ), konduktivitas thermal *porous medium*, ( $k$ ), daya difusi thermal *porous medium* homogen ( $\alpha$ ), koefisien perpindahan panas ( $h$ ), dan laju perpindahan panas konveksi serta radiasi ( $Q$ ).

### 4. Pembahasan

Pada *Grate cooler*, udara pendingin yang dihisap oleh fan masuk melalui lubang-lubang plat dan melewati celah-celah bongkahan klinker dan mendinginkannya. Sehingga perpindahan panas yang terjadi antara udara pendingin dengan klinker tidak bisa diasumsikan sebagai benda padat secara keseluruhan tetapi merupakan *porous medium*.



Gambar 4. Grate cooler persection



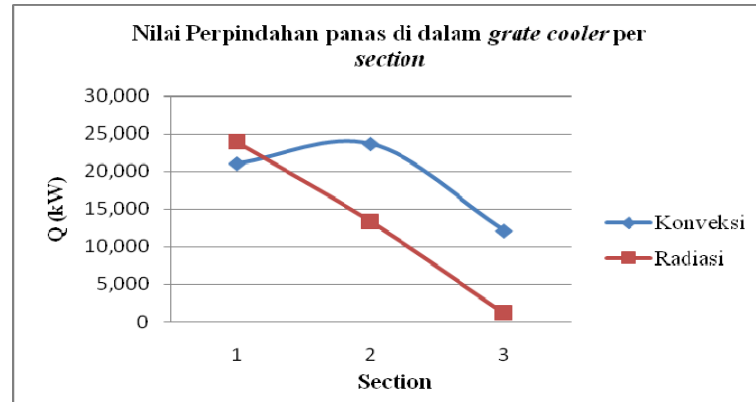
Gambar 5. Koefisien perpindahan panas *porous medium* per section

Untuk menghitung besarnya perpindahan panas maka perhitungan dibagi menjadi 3 bagian yaitu *section 1*, *section 2*, dan *section 3*. Perhitungan jumlah klinker total tiap *section* berdasarkan diameter klinker dan dimensi dari *grate cooler*, untuk kemudian digunakan mencari rasio porositatis atau perbandingan antara volume ruang kosong di dalam tumpukan klinker (celah – celah yang dilewati udara) dengan volume jika klinker itu padat. Sehingga dapat diperoleh konduktivitas termal dan koefisien perpindahan *porous medium*.

Dari hasil perhitungan terlihat bahwa koefisien perpindahan panas *porous medium* lebih besar di *section 3*, setelah itu *section 2*, kemudian

*section 1* (lihat gambar 5). Hal ini disebabkan karena pengaruh ukuran diameter klinker membesar dan temperatur udara yang semakin kecil (pada *section 3*) sehingga menyebabkan konduktivitas dan daya difusi termal *porous medium* akan semakin kecil.

Perpindahan panas dari klinker ke udara pendingin dianalisis terjadi secara konveksi dan radiasi. Dari hasil perhitungan didapatkan bahwa perpindahan panas konveksi terbesar terdapat di *section 2* yaitu 23680,97 kW kemudian *section 1* yaitu 21082,38 kW dan *section 3* sebesar 12137,39 kW. Hal ini disebabkan karena jumlah debit udara yang diberikan pada *section 2* lebih besar bila dibandingkan dengan *section 1* dan *section 3*.



Gambar 6. Perpindahan panas di dalam grate cooler per section

Sedangkan perpindahan panas secara radiasi, terbesar pada section 1 sebesar 23870,1 kW , kemudian section 2 sebesar 13265,73 kW , dan section 3 sebesar 1149,36 kW. Kalor radiasi klinker ke udara sesuai data terlihat menurun sesuai dengan penurunan temperatur klinker pada tiap bagian.

Kalor perpindahan panas total dari klinker ke udara pendingin diperoleh sebesar : 95185,936 kW. Perhitungan secara termodinamika melalui kesetimbangan energi akan diperoleh kalor yang dilepaskan klinker ke udara sedikit lebih besar dengan persentase perbedaan perhitungan sebesar  $\pm 2$  %. Hal ini disebabkan karena perhitungan secara termodinamika, sistem ditinjau pada keadaan awal dan akhirnya saja, tanpa melihat laju perpindahan yang terjadi (prosesnya).

## 5. Kesimpulan dan Saran

### 5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan Perpindahan Panas diperoleh perpindahan panas secara konveksi terbesar terjadi pada pada section 2 sekitar 24,3 % dari total perpindahan panas konveksi, kemudian section 1 (21,7 %) dan section 3 (12,5 %). Perpindahan panas secara radiasi terbesar pada pada section 1 sekitar 24,5 % dari total perpindahan panas radiasi yang terjadi, kemudian section 2 (13,6 %) dan section 1 (1,2 %).

### 5.2 Saran

Untuk menghindari coating dan deformasi pada grate plate karena faktor kelebihan temperatur, diupayakan agar konsumsi udara pada section 1

dimaksimalkan. Analisis lanjutan yang bisa dilakukan adalah mencari suplai udara pendinginan untuk kapasitas yang lebih kecil.

## 6. Daftar Pustaka

- Alsop, P.A. 1998. *Cement Plant Operations Handbook For Dry Process Plants*. Surrey, UK: Tradeship Publications.
- Anonim. 1995. *Manual Hand Book Fuller "Clinker Cooler"*. PT. Semen Bosowa Maros.
- Anonim. *Cement Hand Book F.L. Smidth*.
- Anwar, khairil. Analisis Kestimbangan Energi Sistem Pendinginan Klinker Pada Industri semen. " Jurnal Ilmiah Matematika Dan Terapan ISSN 1829-8133 Vol. 7 No. 1 Mei 2010, hal.53-62"
- Austin, George T; 1996. *Industri Proses Kimia*. Terjemahan. Jakarta: Erlangga.
- Bejan, Adrian. 1987. *Convection Heat Transfer*. New York: Mc. Graw Hill Book Company.
- Divisi Riset dan Pengembangan Institut Semen dan Beton Indonesia. 2002. *Rancangan Standar Nasional Indonesia Untuk Evaluasi Neraca Panas Pada Kiln Semen*. Ciangsana.
- Holman J.P. 1978. *Perpindahan Kalor*. Terjemahan oleh E. Jasjfi. 1984. Jakarta: Erlangga.
- Ozisik, M. Necati. 1987. *Heat Transfer , A Basic Aproach*. New York: Mc. Graw Hill Book Company.

Peray. K.E. 1986. *The Rotary Cement Kiln*. Second Edition. New York : Chemical Publishing Co., Inc

<http://www.inlandcanada.com/NR/exeres/3E7E96B8-1DF4-4F8D-A5CA-0FC35A4BDBD5.htm>, diakses pada tanggal 27 Mei 2011